

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

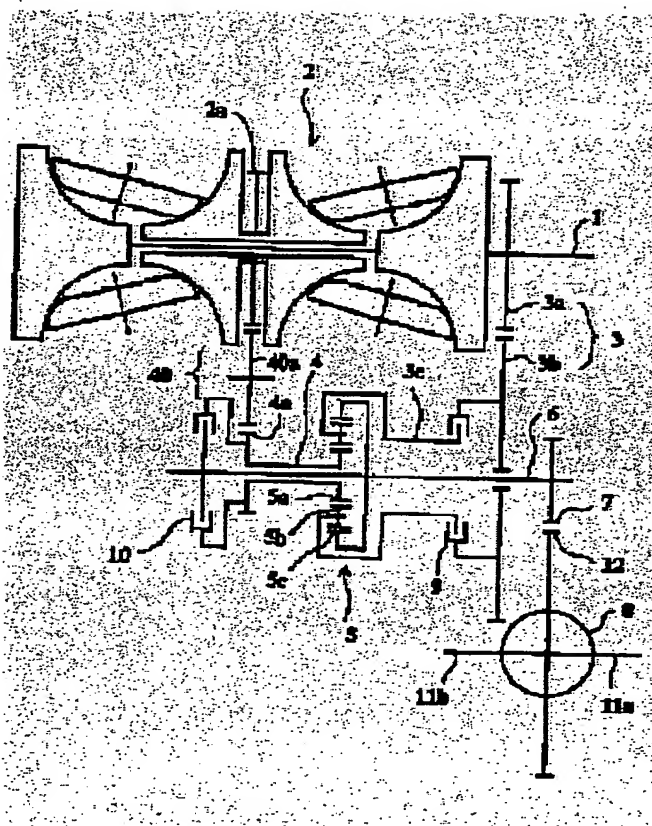
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION WITH GEAR RATIO OF INFINITY

Patent number: JP9210175
Publication date: 1997-08-12
Inventor: YAMADA KAZUHIRO
Applicant: NISSAN MOTOR CO LTD
Classification:
- **International:** F16H37/02; F16H15/38
- **European:**
Application number: JP19960015440 19960131
Priority number(s):

Abstract of JP9210175

PROBLEM TO BE SOLVED: To make miniaturizing and reducing the total number of of shaft in a transmission.

SOLUTION: A transmission comprises a troidal type continuously variable transmission 2 and reduction gear 3 connected in parallel to a unit input shaft 1, a planetary gear mechanism 5 comprising a sun gear 5a coupled to the output gear 2a of the continuously variable transmission 2, a carrier 5b coupled to the reduction gear output shaft 3c, and a ring gear 5c coupled to the unit output shaft 6, a power cycling mode clutch 9 interposed within the power transmission path from the unit input shaft 1 to the carrier 5b, a direct coupling mode clutch 10 interposed within the power transmission path from the sun gear 5a to the unit output shaft 6. An output gear 2a of the continuous transmission mounted coaxially with the output shaft of the continuously variable transmission 2 engages to a counter gear 40 supported in parallel to the output shaft of the transmission 2 and further to the gear 4a, which is coaxially disposed on the sun gear 5a, the reduction gear 3 engages to the input gear 3a coaxially mounted to the unit input shaft 1 and an output gear 3b coaxially mounted to the carrier 5b.



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、シングルピニオンで構成されて減速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のキャリアへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤと歯合するとともに、遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された出力ギヤとから構成されたことを特徴とする変速比無限大無段変速機。

【請求項2】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したリングギヤ、シングルピニオンで構成されて減速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したサンギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のキャリアへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤと歯合するとともに、遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された出力ギヤとから構成されたことを特徴とする変速比無限大無段変速機。

【請求項3】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、減速機の出力軸に連結したリングギヤ及びユニット出力軸に連結したキャリアとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のリングギヤへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モー

ドクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記遊星歯車機構のキャリアはダブルピニオンで構成されるとともに、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤに歯合するとともに、遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された出力ギヤとから構成されたことを特徴とする変速比無限大無段変速機。

【請求項4】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したキャリア、減速機の出力軸に連結したリングギヤ及びユニット出力軸に連結したサンギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のリングギヤへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記遊星歯車機構のキャリアはダブルピニオンで構成されるとともに、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤと歯合するとともに、遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された出力ギヤとから構成されたことを特徴とする変速比無限大無段変速機。

【請求項5】 前記減速機の減速比 I_g は、無段変速機の出力軸からカウンタギヤを介して遊星歯車機構へ入力されるカウンタギヤ列の変速比 I_d と、無段変速機で設定可能な最大変速比 $I_{c_{low}}$ の積に等しいか、または、これらの積以下で、かつ、可能な限り大きく設定されたことを特徴とする請求項1ないし請求項4のいずれかひとつに記載の変速比無限大無段変速機。

【請求項6】 前記無段変速機は、入出力軸の回転方向が反転するトロイダル型無段変速機で構成されるとともに、前記ユニット出力軸は、駆動軸と結合した差動ギヤを駆動するファイナルギヤと直接歯合した変速機出力ギヤを設けたことを特徴とする請求項1ないし請求項4のいずれかひとつに記載の変速比無限大無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両などに採用される無段変速機、特にFF車に採用される変速比無限大

無段変速機の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来から連続的に変速比を設定可能な車両の変速機としては、ベルト式やトロイダル型の無段変速機が知られており、このような無段変速機の変速領域をさらに拡大するために、無段変速機と減速機等を並列的に配設するとともに、これらの出力軸を遊星歯車機構へ入力して変速比を無限大まで制御可能とする変速比無限大無段変速機が知られており、例えば、特開平6-101754号公報などに開示されている。

【0003】これは、図11に示すように、エンジンに結合される変速比無限大無段変速機のユニット入力軸1に、減速比をほぼ連続的に変更可能な無段変速機2と、カウンタギヤ31を主体に構成された減速機30を並列的に連結するとともに、無段変速機2の出力軸4と、減速機30の出力軸3cがそれぞれ遊星歯車機構5へ入力され、ユニット出力軸6を介して後述するように、車両の駆動軸へ駆動力を伝達するものである。

【0004】減速機3は、ユニット入力軸1に同軸的に設けた入力ギヤ3aと、ユニット出力軸6と同軸的に軸支された減速機出力軸3cのギヤ3bにカウンタギヤ31がそれぞれ歯合し、減速機3に設定された所定の減速比に応じて減速機出力軸3cが回転する。

【0005】一方、無段変速機2の出力軸に形成された出力ギヤ2aは、ユニット出力軸6と同軸的に軸支された無段変速機2の出力軸4に設けたギヤ4aと歯合して、無段変速機2の減速比に応じて無段変速機出力軸4が回転する。

【0006】無段変速機2の出力軸4は遊星歯車機構5のサンギヤ5aに、減速機3の出力軸3cは動力循環モードクラッチ9を介してシングルピニオンで構成された遊星歯車機構5のキャリア5bにそれぞれ連結され、リングギヤ5cが変速比無限大無段変速機の出力軸であるユニット出力軸6に結合される。そして、無段変速機2の出力軸4と、ユニット出力軸6との間には、直結モードクラッチ10が介装される。

【0007】なお、無段変速機2としては、2組の入力ディスク21、21と出力ディスク22、22の間に、それぞれ一対のパワーローラ20、20を挟持するトロイダル型で構成した場合を示し、パワーローラ20の傾転角に応じて変速比を連続的に変更するものである。

【0008】ここで、FF車に搭載される変速比無限大変速機では、変速機ハウジングに駆動軸11a、11bと結合した差動ギヤ8を収装しており、ユニット出力軸6には変速機出力ギヤ7が設けられ、この変速機出力ギヤ7はカウンタギヤ70を介して差動ギヤ8のファイナルギヤ12と歯合して、所定の総減速比で差動ギヤ8と結合した駆動軸11a、11bに駆動力が伝達される。

【0009】このような、変速比無限大無段変速機では、動力循環モードクラッチ9を解放する一方、直結モ

ードクラッチ10を締結することで、無段変速機2の変速比のみで出力を行う直結モードと、動力循環モードクラッチ9を締結する一方、直結モードクラッチ10を解放することにより、無段変速機2と減速機3の変速比の差に応じて、変速比無限大無段変速機全体のユニット変速比 i_i （ユニット入力軸1とユニット出力軸6の変速比）を負の値から正の値まで無限大を含んでほぼ連続的に制御を行う動力循環モードとを選択的に使用することができる。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の変速比無限大無段変速機では、ユニット入力軸1から差動ギヤ8のファイナルギヤ12までの間に、ユニット入力軸1と同軸の無段変速機2の入出力軸、減速機3のカウンタギヤ31の軸、ユニット出力軸6（無段変速機2の出力軸4、減速機3の出力軸3c及び遊星歯車機構5と同軸）、カウンタギヤ70の軸、そして、駆動軸11a、11bと、駆動軸を含んで合計5つの軸を必要とするため、構造が複雑になって装置全体が大型化し、製造コストが増大するばかりでなく、軸を支持する軸受けの数が増大することにより動力伝達効率も低下するという問題点があった。

【0011】そこで本発明は、上記問題点を鑑みてなされたもので、変速比無限大無段変速機の軸の総数を低減することで、装置の小型、軽量化及び動力伝達効率の向上を図ることを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、シングルピニオンで構成されて減速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のキャリアへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤと歯合するとともに、遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された出力ギヤとから構成される。

【0013】また、第2の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したリングギヤ、シングルピニオンで構

成されて減速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したサンギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のキャリアへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤと歯合するとともに、遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された出力ギヤとから構成される。

【0014】また、第3の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、減速機の出力軸に連結したリングギヤ及びユニット出力軸に連結したキャリアとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のリングギヤへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記遊星歯車機構のキャリアはダブルピニオンで構成されるとともに、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤに歯合するとともに、遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された出力ギヤとから構成される。

【0015】また、第4の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したキャリア、減速機の出力軸に連結したリングギヤ及びユニット出力軸に連結したサンギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のリングギヤへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチとを選択的に締結、解除可能な変速比無限大無段変速機において、前記遊星歯車機構のキャリアはダブルピニオンで構成されるとともに、前記無段変速機からの動力伝達経路は、無段変速機

の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤと、この無段変速機の出力軸と平行して軸支されたカウンタギヤを介して歯合するとともに、前記遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された第1のギヤとから構成される一方、前記減速機からの動力伝達経路は、ユニット入力軸と同軸の入力ギヤと歯合するとともに、遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された出力ギヤとから構成される。

【0016】また、第5の発明は、前記第1ないし第4の発明のいずれかひとつにおいて、前記減速機の減速比 I_g は、無段変速機の出力軸からカウンタギヤを介して遊星歯車機構へ入力されるカウンタギヤ列の変速比 I_d と、無段変速機で設定可能な最大変速比 $I_{c,low}$ の積に等しいか、または、これらの積以下で、かつ、可能な限り大きく設定される。

【0017】また、第6の発明は、前記第1ないし第4の発明のいずれかひとつにおいて、前記無段変速機は、入出力軸の回転方向が反転するトロイダル型無段変速機で構成されるとともに、前記ユニット出力軸は、駆動軸と結合した差動ギヤを駆動するファイナルギヤと直接歯合した変速機出力ギヤを設ける。

【0018】

【作用】したがって、第1の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合するカウンタギヤを介して、遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される。一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから、シングルピニオンで構成された遊星歯車機構のキャリアと同軸の出力ギヤへ伝達され、動力循環モードクラッチの締結状態に応じて遊星歯車機構のキャリアが駆動される。サンギヤの回転方向はカウンタギヤを介装したため、無段変速機の出力軸と同一方向となる一方、キャリアの回転方向はユニット入力軸とは逆転するが、無段変速機に、例えば、ユニット入力軸と同軸的に入出力軸を備えたトロイダル型を採用した場合には、無段変速機の出力軸の回転方向はユニット入力軸に対して逆転するため、サンギヤとキャリアの回転方向は同一方向とすることができ、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 I_i は、無段変速機で設定された変速比 I_c とカウンタギヤ列変速比 I_d の積に一致し、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 I_c と、減速機の減速比 I_g に応じたユニット変速比 I_i でユニット出力軸に連結したリングギヤが駆動される。

【0019】また、第2の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合する

カウンタギヤを介して、遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される。一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから、遊星歯車機構のキャリアと同軸の出力ギヤへ伝達され、動力循環モードクラッチの締結状態に応じて遊星歯車機構のキャリアが駆動される。リングギヤの回転方向はカウンタギヤを介装したため、無段変速機の出力軸と同一方向となる一方、キャリアの回転方向はユニット入力軸とは逆転するが、無段変速機に、例えば、ユニット入力軸と同軸的に入出力軸を備えたトロイダル型を採用した場合には、無段変速機の出力軸の回転方向はユニット入力軸に対して逆転するため、リングギヤとキャリアの回転方向は同一方向とすることができ、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 I_i は、無段変速機で設定された変速比 I_c とカウンタギヤ列 I_d の積に一致するとともに、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 I_c と、減速機の減速比 I_g に応じたユニット変速比 I_i で、ユニット出力軸に連結したサンギヤが駆動される。

【0020】また、第3の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合するカウンタギヤを介して、遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される。一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから遊星歯車機構のリングギヤと同軸の出力ギヤへ伝達され、動力循環モードクラッチの締結状態に応じて遊星歯車機構のリングギヤが駆動される。サンギヤの回転方向はカウンタギヤを介装したため、無段変速機の出力軸と同一方向となる一方、リングギヤの回転方向はユニット入力軸とは逆転するが、無段変速機に、例えば、ユニット入力軸と同軸的に入出力軸を備えたトロイダル型を採用した場合には、無段変速機の出力軸の回転方向はユニット入力軸に対して逆転するため、サンギヤとリングギヤの回転方向は同一方向とすることができ、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 I_i は、無段変速機で設定された変速比 I_c とカウンタギヤ列変速比 I_d の積に一致するとともに、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 I_c と減速機の減速比 I_g に応じたユニット変速比 I_i でダブルピニオンで構成されたキャリアに連結されたユニット出力軸が駆動される。

【0021】また、第4の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合する

カウンタギヤを介して、ダブルピニオンで構成された遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される。一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから遊星歯車機構のリングギヤと同軸の出力ギヤへ伝達され、動力循環モードクラッチの締結状態に応じて遊星歯車機構のリングギヤが駆動される。キャリアの回転方向はカウンタギヤを介装したため、無段変速機の出力軸と同一方向となる一方、リングギヤの回転方向はユニット入力軸とは逆転するが、無段変速機に、例えば、ユニット入力軸と同軸的に入出力軸を備えたトロイダル型を採用した場合には、無段変速機の出力軸の回転方向はユニット入力軸に対して逆転するため、キャリアとリングギヤの回転方向は同一方向とすることができ、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 I_i が無段変速機で設定された変速比 I_c とカウンタギヤ列変速比 I_d の積に一致するとともに、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 I_c と減速機の減速比 I_g に応じたユニット変速比 I_i でサンギヤに連結されたユニット出力軸が駆動される。

【0022】また、第5の発明は、減速機の減速比 I_g は、無段変速機の出力軸からカウンタギヤを介して遊星歯車機構へ入力されるカウンタギヤ列の変速比 I_d と、無段変速機で設定可能な最大変速比 $I_{c_{low}}$ の積に等しく設定することで、無段変速機の最大変速比 $I_{c_{low}}$ において、直結モードと動力循環モードのユニット変速比を一致させることができ、変速比に段差を生じることなく直結モードと動力循環モードの切り換えを円滑に行うことができ、無段変速機の変速比を $I_{c_{low}}$ から $I_{c_{hi}}$ まで有効に利用することができる。また、減速比 I_g が、 $I_g = \text{カウンタギヤ列変速比 } I_d \times \text{最大変速比 } I_{c_{low}}$ に設定できない場合には、この積以下で設定可能な最大の減速比 I_g とすることで、無段変速機の最大変速比 $I_{c_{low}}$ 付近において、直結モードと動力循環モードのユニット変速比を一致させることができ、変速比に段差を生じることなく直結モードと動力循環モードの切り換えを円滑に行うことができ、無段変速機の変速比を $I_{c_{low}}$ から $I_{c_{hi}}$ まで有効に利用することができる。

【0023】また、第6の発明は、無段変速機を入出力軸の回転方向が反転するトロイダル型無段変速機で構成することで、ユニット入力軸と同軸上に無段変速機の入出力軸を配置することができ、ユニット出力軸は変速機出力ギヤを介して、駆動軸と結合した差動ギヤを駆動するファイナルギヤと直接歯合するため、変速機全体の軸数を、無段変速機と同軸のユニット入力軸、カウンタギヤの軸、遊星歯車機構と同軸のユニット出力軸と、駆動軸の合計4つの軸で構成することができる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を添付

図面に基づいて説明する。

【0025】図1は、無段変速機2として前記従来例の図11に示したトロイダル型無段変速機を用いて、FF車に搭載される変速比無限大無段変速機を構成した一例を示しており、前記従来例のカウンタギヤ31を廃止する一方、無段変速機2の出力ギヤ2aと出力軸4のギヤ4aとの間にカウンタギヤ40aを新たに設けたもので、その他は前記従来例とほぼ同様に構成されており、同一のものに同一の符号を付して重複説明を省略する。

【0026】前記従来例と異なる点は、カウンタギヤ31を廃止して、減速機3をユニット入力軸1に設けた入力ギヤ3aと、減速機出力軸3cに結合した出力ギヤとしてのギヤ3bを直接歯合させる構成とする一方、無段変速機2の出力ギヤ2aと遊星歯車機構5と同軸上に軸支された無段変速機出力軸4のギヤ4aとの間にカウンタギヤ40aを介装し、これら出力ギヤ2a、カウンタギヤ40、ギヤ4aからカウンタギヤ列40が構成される。なお、無段変速機出力軸4のギヤ4aが第1のギヤを構成する。

【0027】そして、ユニット出力軸6に設けた変速機出力ギヤ7と差動ギヤ8のファイナルギヤ12を直接歯合させて、変速比無限大無段変速機の軸を、無段変速機2の入出力軸、カウンタギヤ40の軸、ユニット出力軸6、そして、駆動軸11a、11bの合計4つの軸から構成したもので、前記従来例に比して装置全体の軸数は1つ低減される。

【0028】遊星歯車機構5は前記従来と同様に、サンギヤ5aが無段変速機出力軸4に、シングルピニオンで構成されたキャリア5bが減速機3の出力軸3cに連結され、リングギヤ5cがユニット出力軸6に結合される。

【0029】このような構成の変速比無限大無段変速機の作用について、以下に詳述する。

【0030】まず、動力循環モードクラッチ9を締結する一方、直結モードクラッチ10を解放した動力循環モードについて考える。なお、ユニット入力軸1と無段変速機2やカウンタギヤ40等の個々の要素の回転方向が異なる場合は回転数を負の値で示す一方、同一の場合は回転数を正の値で示す。

【0031】いま、キャリア5bには、ユニット入力軸1の回転方向に対して減速機3で反転された回転数が入力されるため、キャリア5bの回転数 N_C は、

【0032】

【数1】

$$N_C = \frac{N_{IN}}{-I_g} \dots\dots(1)$$

【0033】ただし、 N_{IN} ；ユニット入力軸回転数
 I_g ；減速機3の減速比
である。

【0034】一方、無段変速機2の出力軸4と結合した

サンギヤ5aの回転方向は、無段変速機2がトロイダル型で構成されるため、出力ギヤ2aの回転方向はユニット入力軸1に対して反転され、この回転方向がカウンタギヤ40aを介装したため、そのまま出力軸4へ入力され、サンギヤ5aの回転方向もユニット入力軸1に対して逆方向となり、サンギヤ5aの回転数 N_S は次式のようになる。

【0035】

【数2】

$$N_S = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(2)$$

【0036】ただし、 I_c ；無段変速機2の変速比
 I_d ；カウンタギヤ列変速比、すなわち、カウンタギヤ40と歯合する出力ギヤ2a～ギヤ4aの減速比を示す。

【0037】そして、ユニット出力軸6はリングギヤ5cに結合されるため、ユニット出力軸6の回転数 N_{OUT} は、次式で表現される。

【0038】

【数3】

$$\begin{aligned} N_{OUT} &= N_R \\ &= (1+\alpha) \cdot N_C - \alpha \cdot N_S \\ &= (1+\alpha) \cdot \frac{N_{IN}}{-I_g} - \alpha \cdot \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \\ &= -\left\{ (1+\alpha) \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{\alpha}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot N_{IN} \dots\dots(3) \end{aligned}$$

【0039】ただし、 N_R ；リングギヤ5cの回転数
 α ；サンギヤ5aの歯数／リングギヤ5cの歯数である。

【0040】ユニット出力軸6に設けた変速機出力ギヤ7とファイナルギヤ12は直接歯合するため、駆動軸11a、11bの回転数 N_V は、次式で表現できる。ただし、駆動軸回転数 N_V は、差動ギヤ8がロック状態（左右の駆動軸11a、11bの回転数が同一）の場合を示す。

【0041】

【数4】

$$\begin{aligned} N_V &= -\frac{N_{OUT}}{I_f} \\ &= -\left\{ -\frac{1}{I_f} \right\} \cdot \left\{ (1+\alpha) \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{\alpha}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot N_{IN} \\ &= \left\{ (1+\alpha) \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{\alpha}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot \frac{N_{IN}}{I_f} \dots\dots(4) \end{aligned}$$

【0042】ただし、 I_f ；ファイナルギヤ列の減速比。

【0043】したがって、動力循環モードでは、図2に示すように、無段変速機2の変速比 I_c が増速側から減速側への変速により、ファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v は逆転（変速比 < 0 ）から停止（ギヤードニュートラル）を経て正転側のモード切換点Pまで円滑に変速を行うことができる。なお、この図2において、ユニット総変速比 I_v の逆数は、ユニット入力軸1

の回転数 $N_{IN}=1$ としたときの駆動軸回転数 N_V を示しており、各変速比を次のように設定した一例を示す。

【0044】無段変速機変速比 $I_c=0.5 \sim 2.0$
カウンタギヤ列変速比 $I_d=1.0$

減速機減速比 $I_g=2.0$

ファイナルギヤ減速比 $I_f=3.5$

遊星歯車減速比（サンギヤ5aの歯数／リングギヤ5cの歯数） $\alpha=36/67$

一方、動力循環モードクラッチ9を解放するとともに、直結モードクラッチ10を締結する無段変速機直結モードでは、減速機3及び遊星歯車機構5は動力伝達経路から切り放されるため、ユニット出力軸6の回転数 N_{OUT} は、

【0045】

【数5】

$$N_{OUT} = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(5)$$

【0046】となり、同様に、駆動軸回転数 N_V も、

【0047】

【数6】

$$N_V = \frac{N_{OUT}}{-I_f} = \frac{N_{IN}}{I_c \cdot I_d \cdot I_f} \dots\dots(6)$$

【0048】となる。

【0049】すなわち、駆動軸回転数 N_V は、図2に示す直結モードのように、無段変速機2の変速比 I_c が減速側から増速側へ減少すると、 $1/I_d I_c I_f$ から $1/I_d I_{c_{HI}} I_f$ までの間で連続的に変速を行うことができる。

【0050】ただし、 $I_{c_{LOW}}$ は、無段変速機2で設定可能な最Low変速比。 $I_{c_{HI}}$ は無段変速機2で設定可能な最Hi変速比である。

【0051】ここで、無段変速機2の最Low変速比で、直結モードから動力循環モードへ切り換えることにより、前進から後進（正転から逆転）の間で、停止を含む任意の変速比を得ながら、変速機全体の軸の数を駆動軸を含んで前記従来例に比して5軸から4軸へ低減することができ、変速機全体の小型、軽量化を図るとともに、前記従来例に比して軸受けの総数を低減することで、動力伝達効率の向上を推進できるのである。

【0052】図3は第2の実施形態を示し、前記第1実施形態のカウンタギヤ列変速比 I_d が増速となるようなカウンタギヤ列40'に置き換えたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0053】ここで、各変速比を次のように設定した場合の、無段変速機変速比 I_c とユニット変速比 I_i の逆数の関係を図4のグラフに示す。

【0054】

無段変速機変速比 $I_c=0.5 \sim 2.0$

カウンタギヤ列変速比 $I_d=0.8$

減速機減速比 $I_g=1.6$

ファイナルギヤ減速比 $I_f=3.5$

遊星歯車減速比（サンギヤ5aの歯数／リングギヤ5cの歯数） $\alpha=36/67$

なお、ここでは、減速機3の減速比 I_g をカウンタギヤ列40の変速比 I_d と無段変速機2の最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ の積に等しくなる、 $I_g=I_d \times I_{c_{LOW}}$ となるように設定する。

【0055】すなわち、本実施形態では、

$I_g=0.8 \times 2.0=1.6$

となる。

【0056】図4に示すように、モード切換点Pとなる無段変速機2の最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ において、直結モードと動力循環モードのユニット変速比 I_i が同一となり、直結モードと動力循環モードの切り換えを、この変速比 $I_{c_{LOW}}$ において段差を生ずることなく滑らかに行うことができると共に、無段変速機2の変速比 I_c を最Hi変速比から最Low変速比まで有効に利用することができる。

【0057】動力循環モードでは、 $I_c=I_{c_{LOW}}$ において、駆動軸回転数 N_V が次式のように表される。

【0058】

【数7】

$$\begin{aligned} N_V &= \left\{ (1+\alpha) \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{\alpha}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot \frac{N_{IN}}{I_f} \\ &= \left\{ (1+\alpha) \cdot \frac{1}{I_d \cdot I_{c_{LOW}}} - \frac{\alpha}{I_{c_{LOW}} \cdot I_d} \right\} \cdot \frac{N_{IN}}{I_f} \\ &= \frac{1}{I_d \cdot I_{c_{LOW}}} \cdot \frac{N_{IN}}{I_f} \\ &= \frac{N_{IN}}{I_d \cdot I_{c_{LOW}} \cdot I_f} \dots\dots(7) \end{aligned}$$

【0059】一方、直結モードでは、 $I_c=I_{c_{LOW}}$ において、駆動軸回転数 N_V が次式のように表される。

【0060】

【数8】

$$\begin{aligned} N_V &= \frac{N_{IN}}{I_c \cdot I_d \cdot I_f} \\ &= \frac{N_{IN}}{I_{c_{LOW}} \cdot I_d \cdot I_f} \dots\dots(8) \end{aligned}$$

【0061】したがって、上記(7)式と(8)式は等しくなることから、モード切換点Pとなる最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ では、直結モードと動力循環モードのユニット変速比 I_i が等しくなることが解る。

【0062】なお、カウンタギヤ列40'の変速比 $I_d=1$ （等速）、 $I_d>1$ （減速）の場合でも、上記と同様に $I_g=I_d \times I_{c_{LOW}}$ に設定すれば、モード切換点Pとなる無段変速機2の最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ において、直結モードと動力循環モードのユニット変速比 I_i が同一になって、変速比無限大無段変速機の構成を4軸としながら、総減速比に段差を生じることなく円滑に切り換えを行え、無段変速機2の

変速比を $I_{c_{Hi}}$ から $I_{c_{Low}}$ まで有効に利用することができる。

【0063】また、入力ギヤ3 a の歯数と出力ギヤ3 b の歯数の関係によって、 $I_g = I_d \times I_{c_{Low}}$ に設定できない場合には、減速機3の減速比 I_g をカウンタギヤ列変速比 $I_d \times$ 最Low変速比 $I_{c_{Low}}$ 以下で、可能な限り大きな値に設定する。

【0064】この場合においては、モード切換点（言い換えると、モード切換時の無段変速機変速比） I_g/I_d において、総減速比に段差を生じることなく、直結モードと動力循環モードとを円滑に接続することができる。

【0065】この時、減速比 I_g は、 $I_d \times I_{c_{Low}}$ 以下で可能な限り大きな値であるから、モード切換点 I_g/I_d は、 $I_{c_{Low}}$ 以下で、 $I_{c_{Low}}$ に近い値となるため、無段変速機2の変速比 I_c を最Hi変速比から、ほぼ最Low変速比まで、有効に利用することができる。

【0066】図5は、第3の実施形態を示し、前記第1実施形態の遊星歯車機構5を105に変更したもので、その他の構成は、前記第1実施形態と同様である。

【0067】遊星歯車機構105は、シングルピニオンのキャリア105 b を備え、このキャリア105 b を減速機3の出力軸3 c に結合し、サンギヤ105 a をユニット出力軸6に、リングギヤ105 c を無段変速機2と連結された出力軸4にそれぞれ結合したものであり、第1ギヤとしてのギヤ4 a は、リングギヤ5 c と同軸的に配設される。

【0068】直結モードクラッチ10を解放する一方、循環モードクラッチ9を締結する動力循環モードでは、減速機3からの入力により回転するキャリア105 b の回転数 N_c 及び、無段変速機2からの入力により回転するリングギヤ105 c の回転数 N_R は、

【0069】

【数9】

$$N_c = \frac{N_{IN}}{-I_g} \dots\dots(1)$$

$$N_R = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(9)$$

【0070】となり、ユニット出力軸3の回転数 N_{OUT} は、次式で表現される。

【0071】

【数10】

$$N_{OUT} = N_s$$

$$= \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot N_c - \frac{1}{\alpha} \cdot N_R$$

$$= \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \frac{N_{IN}}{-I_g} - \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d}$$

$$= - \left\{ \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot N_{IN} \dots\dots(10)$$

【0072】したがって、駆動軸11 a、11 b の回転数 N_V は、

【0073】

【数11】

$$N_V = - \frac{N_{OUT}}{I_f} = - \left\{ \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot N_{IN} \dots\dots(11)$$

【0074】となる。

【0075】一方、動力循環モードクラッチ9を解放するとともに、直結モードクラッチ10を締結する、直結モードではユニット出力軸6の回転数 N_{OUT} は、

【0076】

【数12】

$$N_{OUT} = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(12)$$

【0077】となつて、駆動軸回転数 N_V は、

【0078】

【数13】

$$N_V = \frac{N_{OUT}}{-I_f} = \frac{N_{IN}}{I_c \cdot I_d \cdot I_f} \dots\dots(13)$$

【0079】となる。

【0080】ここで、

無段変速機変速比 $I_c = 0.5 \sim 2.0$

カウンタギヤ列変速比 $I_d = 1.0$

減速機減速比 $I_g = 2.0 = I_d \times I_{c_{Low}} = 1.0 \times 2.0$

ファイナルギヤ減速比 $I_f = 3.5$

遊星歯車減速比（サンギヤ5 a の歯数／リングギヤ5 c の歯数） $\alpha = 36/67$

にそれぞれ設定した場合の、無段変速機変速比 I_c とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数の関係を、図6のグラフに示す。

【0081】この実施形態では、動力循環モード及び直結モードにおいて、変速比無限大無段変速機として機能することができ、加えて、 $I_g = I_d \times I_{c_{Low}}$ に設定したため、総減速比に段差のない円滑なモード切換を行うことができる。

【0082】図7は第4の実施形態を示し、前記第1実施形態の遊星歯車機構5の入出力の関係を変更した遊星歯車機構205に置き換えたもので、その他の構成は、前記第1実施形態と同様である。

【0083】遊星歯車機構205は、ダブルピニオンで構成されたキャリア205 b を備え、このキャリア205 b をユニット出力軸6に結合し、減速機3の出力軸3 c をリングギヤ205 c に、無段変速機2と連結した出力軸4をサンギヤ205 a にそれぞれ結合したものである。

【0084】直結モードクラッチ10を解放する一方、循環モードクラッチ9を締結する動力循環モードでは、減速機3からの入力により回転するリングギヤ205 c

の回転数 N_R 及び、無段変速機2からの入力により回転するサンギヤ205aの回転数 N_S は、

【0085】

【数14】

$$N_R = \frac{N_{IN}}{-I_g} \dots\dots(9)$$

$$N_S = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(14)$$

【0086】であり、ユニット出力軸3の回転数 N_{OUT} は、

【0087】

【数15】

$$N_{OUT} = N_C$$

$$= \frac{1}{1-\alpha} N_R - \frac{\alpha}{1-\alpha} N_S$$

$$= \frac{1}{1-\alpha} \cdot \frac{N_{IN}}{-I_g} - \frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d}$$

$$= -\left\{ \frac{1}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot N_{IN} \dots\dots(15)$$

【0088】したがって、駆動軸11a、11bの回転数 N_V は、

【0089】

【数16】

$$N_V = \frac{N_{OUT}}{-I_f}$$

$$= -\left\{ \frac{1}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{I_g} - \frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot \frac{N_{IN}}{I_f} \dots\dots(16)$$

【0090】となる。

【0091】一方、動力循環モードクラッチ9を解放するとともに、直結モードクラッチ10を締結する、直結モードにおけるユニット出力軸6の回転数 N_{OUT} は、

【0092】

【数17】

$$N_{OUT} = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(12)$$

【0093】となつて、駆動軸回転数 N_V は、

【0094】

【数18】

$$N_V = \frac{N_{IN}}{-I_f} = \frac{N_{IN}}{I_c \cdot I_d \cdot I_f} \dots\dots(17)$$

【0095】となる。

【0096】ここで、無段変速機変速比 $I_c = 0.5 \sim 2.0$

カウンタギヤ列変速比 $I_d = 1.0$

減速機減速比 $I_g = 2.0 = I_d \times I_{c_{LOW}} = 1.0 \times 2.0$

ファイナルギヤ減速比 $I_f = 3.5$

遊星歯車減速比(サンギヤ5aの歯数/リングギヤ5cの歯数) $\alpha = 29/67$

にそれぞれ設定した場合の、無段変速機変速比 I_c とファ

イナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数の関係を、図8のグラフに示す。

【0097】この実施形態においても、動力循環モード及び直結モードにおいて、変速比無限大無段変速機として機能することができ、加えて、 $I_g = I_d \times I_{c_{LOW}}$ に設定したため、総減速比に段差のない円滑なモード切換を行うことができる。

【0098】図9は第5の実施形態を示し、前記第3実施形態の遊星歯車機構105の入出力の関係を変更するとともに、キャリアをダブルピニオンで構成した遊星歯車機構305に置き換えたもので、その他の構成は、前記第3実施形態と同様である。

【0099】遊星歯車機構305は、ダブルピニオンで構成されたキャリア305bを無段変速機2と連結した出力軸4に結合し、リングギヤ305cを減速機3の出力軸3cに、ユニット出力軸6をサンギヤ305aにそれぞれ結合したものである。

【0100】直結モードクラッチ10を解放する一方、循環モードクラッチ9を締結する動力循環モードでは、減速機3からの入力により回転するリングギヤ305cの回転数 N_R 及び無段変速機2からの入力により回転するキャリア305bの回転数 N_C は、

【0101】

【数19】

$$N_R = \frac{N_{IN}}{-I_g} \dots\dots(9)$$

$$N_C = \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d} \dots\dots(18)$$

【0102】であり、ユニット出力軸3の回転数 N_{OUT} は、

【0103】

【数20】

$$N_{OUT} = N_S$$

$$= \frac{1}{\alpha} N_R - \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) N_C$$

$$= \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{N_{IN}}{-I_g} - \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \cdot \frac{N_{IN}}{-I_c \cdot I_d}$$

$$= -\left\{ \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{I_g} - \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \cdot \frac{1}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot N_{IN} \dots\dots(19)$$

【0104】したがって、駆動軸11a、11bの回転数 N_V は、

【0105】

【数21】

$$N_V = \frac{N_{OUT}}{-I_f}$$

$$= -\left\{ \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{I_g} - \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \cdot \frac{1}{I_c \cdot I_d} \right\} \cdot \frac{N_{IN}}{I_f} \dots\dots(20)$$

【0106】となる。

【0107】一方、動力循環モードクラッチ9を解放す

るとともに、直結モードクラッチ10を締結する、直結モードにおけるユニット出力軸6の回転数 N_{OUT} は、

【0108】

【数22】

$$N_{OUT} = \frac{N_{IN}}{-Ic \cdot Id} \dots\dots(12)$$

【0109】となって、駆動軸回転数 N_V は、

【0110】

【数23】

$$N_V = \frac{N_{IN}}{-If} = \frac{N_{IN}}{Ic \cdot Id \cdot If} \dots\dots(21)$$

【0111】となる。

【0112】ここで、

無段変速機変速比 $Ic = 0.5 \sim 2.0$

カウンタギヤ列変速比 $Id = 1.0$

減速機減速比 $Ig = 2.0 = Id \times Ic_{LOW} = 1.0 \times 2.0$

ファイナルギヤ減速比 $If = 3.5$

遊星歯車減速比 (サンギヤ5aの歯数/リングギヤ5cの歯数) $\alpha = 29/67$

にそれぞれ設定した場合の、無段変速機変速比 Ic とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 Iv の逆数の関係を、図10のグラフに示す。

【0113】この実施形態においても、動力循環モード及び直結モードにおいて、変速比無限大無段変速機として機能することができ、加えて、 $Ig = Id \times Ic_{LOW}$ に設定したため、総減速比に段差のない円滑なモード切換を行うことができる。

【0114】こうして、FF車に適用される変速比無限大無段変速機の軸数(駆動軸11a, 11bを含んだ軸数)を前記従来例の5軸から4軸に低減することで、装置の小型軽量化を図ることが可能となり、軸数の低減に伴って軸受の数を削減することで、動力伝達効率の向上を実現することができ、さらに、減速機3の減速比 Ig を、カウンタギヤ列40の変速比 Id と無段変速機2の最Low変速比 Ic_{LOW} の積にほぼ等しく設定することにより、直結モードと動力循環モードの切換点において、総減速比(ユニット変速比 Ii)に段差を生じることなく滑らかに切り換えを行い、同時に、無段変速機2の変速比 Ic を最Low変速比 Ic_{LOW} から最Hi変速比 Ic_{Hi} まで、有効に利用することができる。

【0115】

【発明の効果】以上説明したように第1の発明は、無段変速機の出力軸から駆動力を伝達されるサンギヤの回転方向は、遊星歯車機構と同軸のユニット出力軸と無段変速機の出力軸との間にカウンタギヤを介装したため、無段変速機の出力軸と同一方向となる一方、キャリアの回転方向は減速機によってユニット入力軸とは逆転するが、無段変速機に、例えば、ユニット入力軸と同軸的に入出力軸を備えたトロイダル型を採用した場合には、無

段変速機の出力軸の回転方向はユニット入力軸に対して逆転するため、サンギヤとキャリアの回転方向は同一方向とすることができ、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 Ii は、無段変速機で設定された変速比 Ic とカウンタギヤ列変速比 Id の積と一致し、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 Ic と、減速機の減速比 Ig に応じたユニット変速比 Ii でユニット出力軸に連結したリングギヤが駆動され、このユニット出力軸に駆動軸と連結した差動ギヤを歯合させれば、変速機全体の軸数は、ユニット入力軸、カウンタギヤの軸、ユニット出力軸となり、駆動軸を合わせて4軸の構成となり、前記従来例の5軸に比して軸数を低減する事が可能となって、変速比無限大変速機の小型軽量化を推進するとともに、軸受の数を低減することで、動力伝達効率を向上させることができる。

【0116】また、第2の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合するカウンタギヤを介して、遊星歯車機構のリングギヤと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから、遊星歯車機構のキャリアと同軸の出力ギヤへ伝達され、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 Ii は、無段変速機で設定された変速比 Ic とカウンタギヤ列変速比 Id の積と一致し、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 Ic と、減速機の減速比 Ig に応じたユニット変速比 Ii で、ユニット出力軸に連結したサンギヤが駆動され、このユニット出力軸に駆動軸と連結した差動ギヤを歯合させれば、変速機全体の軸数は、ユニット入力軸、カウンタギヤの軸、ユニット出力軸となり、駆動軸を合わせて4軸の構成となり、前記従来例の5軸に比して軸数を低減する事が可能となって、変速比無限大変速機の小型軽量化を推進するとともに、軸受の数を低減することで、動力伝達効率の向上が可能となる。

【0117】また、第3の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合するカウンタギヤを介して、遊星歯車機構のサンギヤと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから遊星歯車機構のリングギヤと同軸の出力ギヤへ伝達され、動力循環モードクラッチの締結状態に応じて遊星歯車機構のリングギヤが駆動され、直結モードクラッチを締結、

動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 I_i は、無段変速機で設定された変速比 I_c とカウンタギヤ列変速比 I_d の積と一致し、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 I_c と減速機の減速比 I_g に応じたユニット変速比 I_i でダブルピニオンで構成されたキャリアに連結されたユニット出力軸が駆動される。このユニット出力軸に駆動軸と連結した差動ギヤを歯合させれば、変速機全体の軸数は、ユニット入力軸、カウンタギヤの軸、ユニット出力軸となり、駆動軸を合わせて4軸の構成となり、前記従来例の5軸に比して軸数を低減する事が可能となつて、変速比無限大変速機の小型軽量化を推進するとともに、軸受の数を低減することで、動力伝達効率の向上が可能となる。

【0118】また、第4の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸と同軸の無段変速機出力ギヤに歯合するカウンタギヤを介して、ダブルピニオンで構成された遊星歯車機構のキャリアと同軸に配設された第1ギヤへ伝達される一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから遊星歯車機構のリングギヤと同軸の出力ギヤへ伝達され、動力循環モードクラッチの締結状態に応じて遊星歯車機構のリングギヤが駆動され、直結モードクラッチを締結、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、ユニット入力軸とユニット出力軸の変速比 I_i は、無段変速機で設定された変速比 I_c とカウンタギヤ列変速比 I_d の積と一致し、直結モードクラッチを解放、動力循環モードクラッチを締結した動力循環モードでは、無段変速機の変速比 I_c と減速機の減速比 I_g の差に応じたユニット変速比 I_i でサンギヤに連結されたユニット出力軸が駆動される。このユニット出力軸に駆動軸と連結した差動ギヤを歯合させれば、変速機全体の軸数は、ユニット入力軸、カウンタギヤの軸、ユニット出力軸となり、駆動軸を合わせて4軸の構成となり、前記従来例の5軸に比して軸数を低減する事が可能となつて、変速比無限大変速機の小型軽量化を推進するとともに、軸受の数を低減することで、動力伝達効率の向上が可能となる。

【0119】また、第5の発明は、減速機の減速比 I_g は、無段変速機の出力軸からカウンタギヤを介して遊星歯車機構へ入力されるカウンタギヤ列の変速比 I_d と、無段変速機で設定可能な最大変速比 $I_{c_{LOW}}$ の積に等しく設定することで、無段変速機の最大変速比 $I_{c_{LOW}}$ において、直結モードと動力循環モードのユニット変速比を一致させることができ、変速比に段差を生じることなく直結モードと動力循環モードの切り換えを円滑に行うことができ、無段変速機の変速比を $I_{c_{LOW}}$ から $I_{c_{Hi}}$ まで、有効に利用することができる。また、減速比 I_g が、 $I_g = \text{カ}$

ウンタギヤ列変速比 $I_d \times \text{最大変速比 } I_{c_{LOW}}$ に設定できない場合には、これらの積以下で設定可能な最大の減速比 I_g とすることで、無段変速機の最大変速比 $I_{c_{LOW}}$ 付近において、直結モードと動力循環モードのユニット変速比をほぼ一致させることができ、変速比に段差を生じることなく直結モードと動力循環モードの切り換えを円滑に行うことができ、無段変速機の変速比を $I_{c_{LOW}}$ から $I_{c_{Hi}}$ まで有効に利用することができる。

【0120】また、第6の発明は、無段変速機を入出力軸の回転方向が反転するトロイダル型無段変速機で構成することで、ユニット入力軸と同軸上に無段変速機の入出力軸を配置することができ、ユニット出力軸は変速機出力ギヤを介して、駆動軸と結合した差動ギヤを駆動するファイナルギヤと直接歯合するため、前記従来例のようにユニット出力軸とファイナルギヤとの間にカウンタギヤを介装する必要がなくなって、変速機全体の軸数を、前記従来例のような5軸構成から無段変速機と同軸のユニット入力軸、カウンタギヤの軸、遊星歯車機構と同軸のユニット出力軸と、駆動軸の合計4つの軸で構成することができ、軸数を低減することで変速機の小型軽量化を図るとともに、軸受の総数を低減することで動力伝達効率を向上させることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図2】同じく無段変速機の変速比 I_c とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数との関係を示すグラフ。

【図3】第2の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図4】同じく無段変速機の変速比 I_c とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数との関係を示すグラフ。

【図5】第3の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図6】同じく無段変速機の変速比 I_c とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数との関係を示すグラフ。

【図7】第4の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図8】同じく無段変速機の変速比 I_c とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数との関係を示すグラフ。

【図9】第5の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図10】同じく無段変速機の変速比 I_c とファイナルギヤ減速比を含んだユニット総変速比 I_v の逆数との関係を示すグラフ。

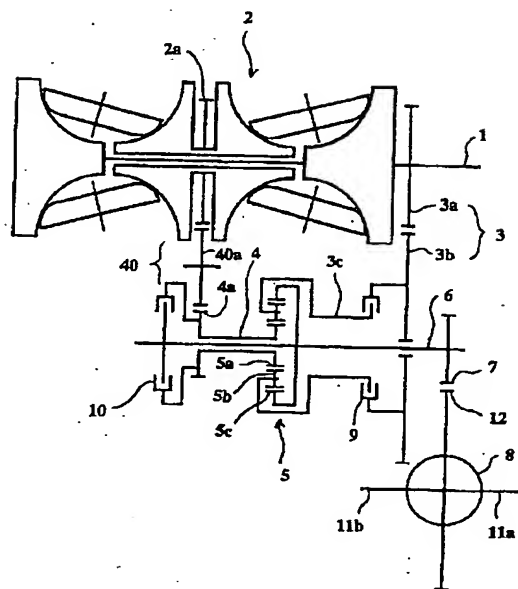
【図11】従来の変速比無限大無段変速機を示す概念図。

【符号の説明】

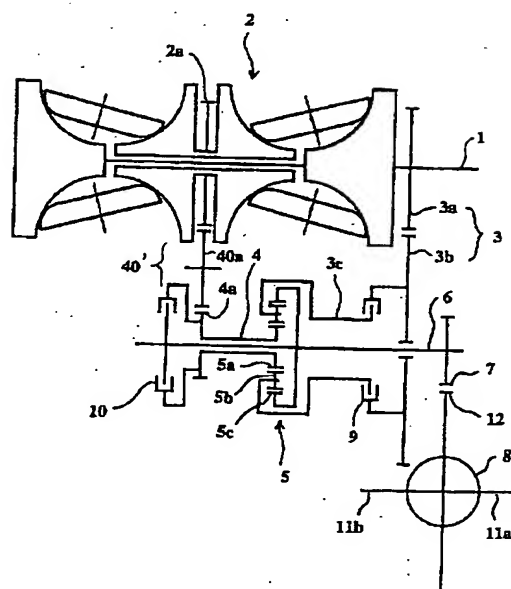
- 1 ユニット入力軸
- 2 無段変速機
- 2 a 出力ギヤ
- 3 減速機
- 3 a 入力ギヤ
- 3 b ギヤ
- 3 c 減速機出力軸
- 4 無段変速機出力軸
- 4 a ギヤ
- 5 遊星歯車機構
- 5 a サンギヤ
- 5 b キャリア
- 5 c リングギヤ
- 6 ユニット出力軸
- 7 変速機出力ギヤ
- 8 差動ギヤ
- 9 動力循環モードクラッチ
- 10 直結モードクラッチ

- 11 a、11 b 駆動軸
- 12 ファイナルギヤ
- 20 パワーローラ
- 21 入力ディスク
- 22 出力ディスク
- 40 カウンタギヤ
- 105 遊星歯車機構
- 105 a サンギヤ
- 105 b キャリア
- 105 c リングギヤ
- 205 遊星歯車機構
- 205 a サンギヤ
- 205 b キャリア
- 205 c リングギヤ
- 305 遊星歯車機構
- 305 a サンギヤ
- 305 b キャリア
- 305 c リングギヤ

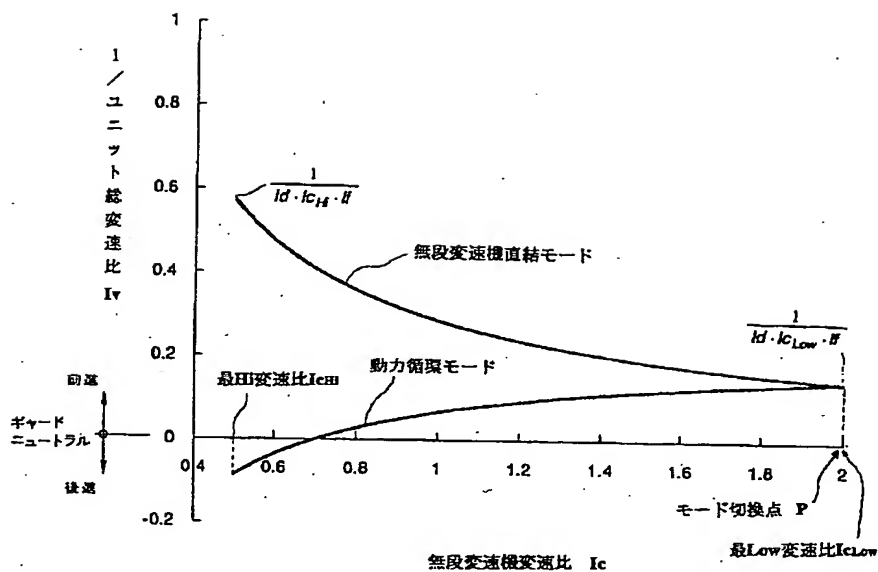
【図1】



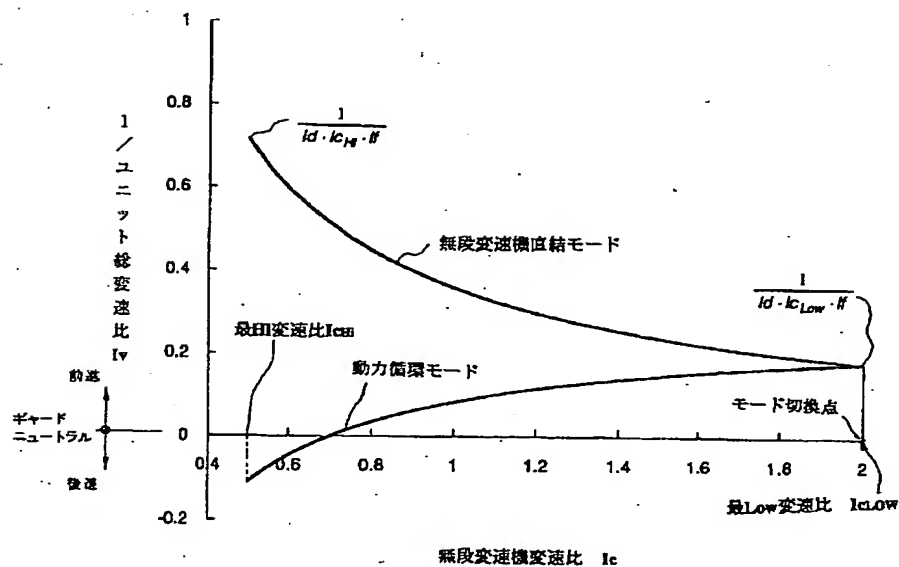
【図3】



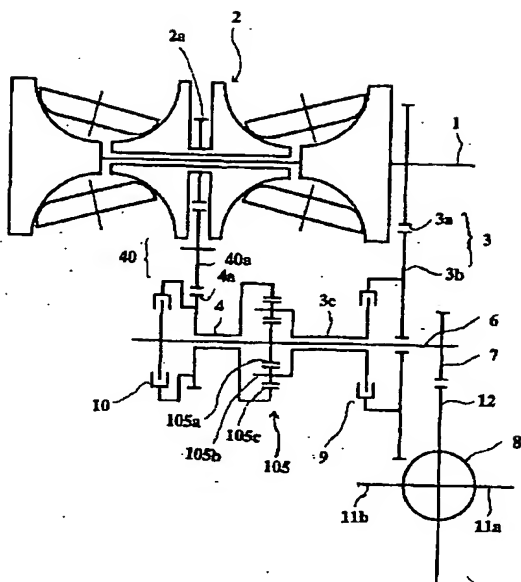
【図2】



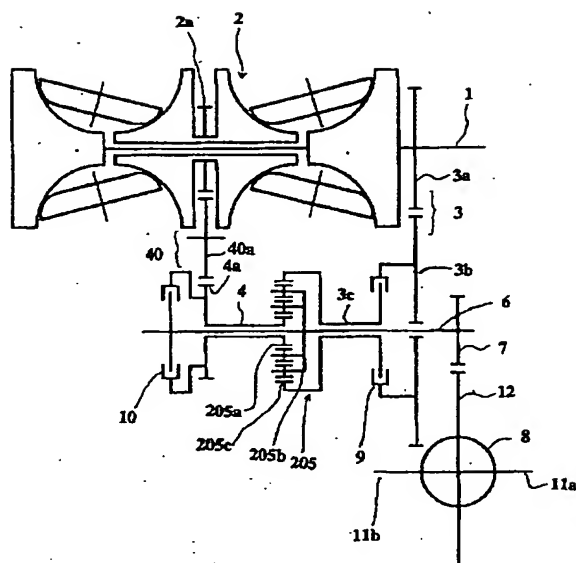
【図4】



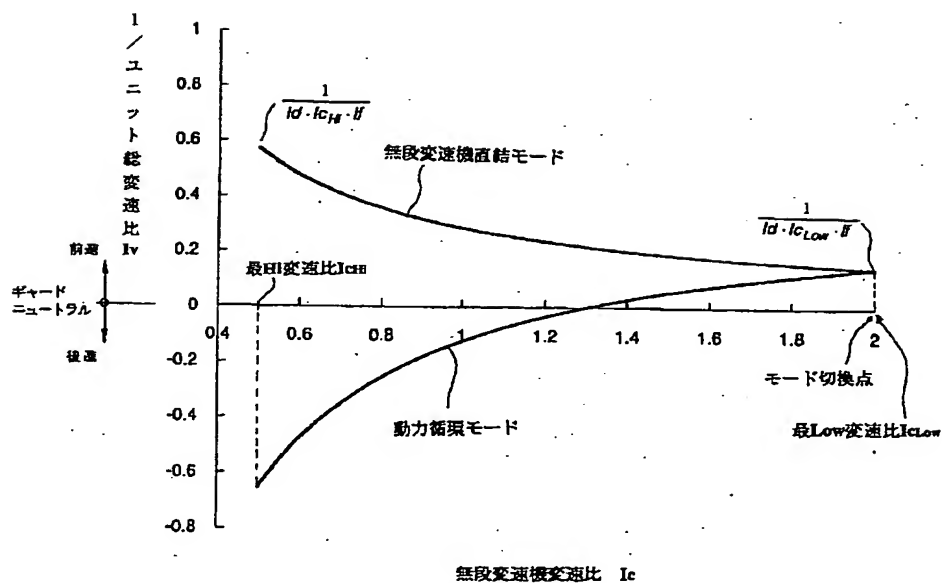
【図5】



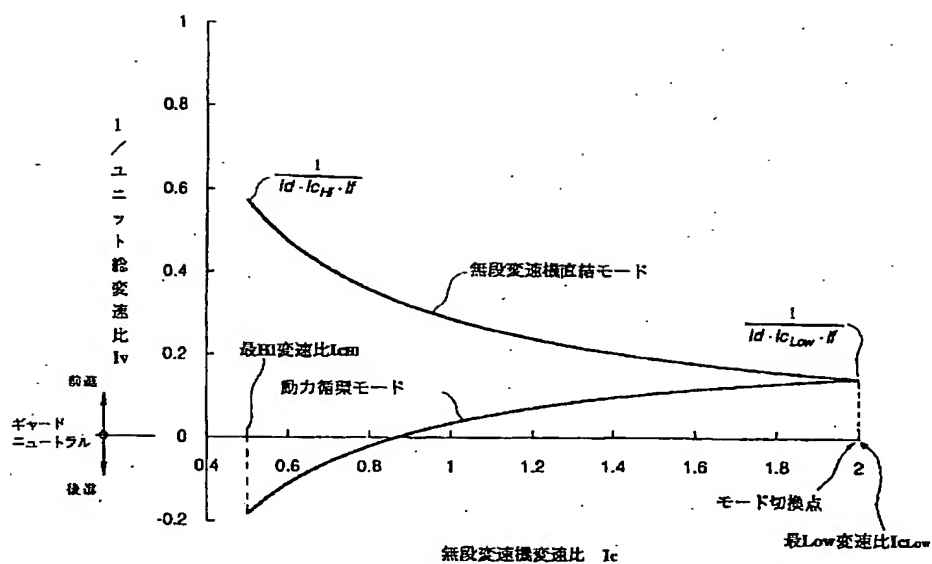
【図7】



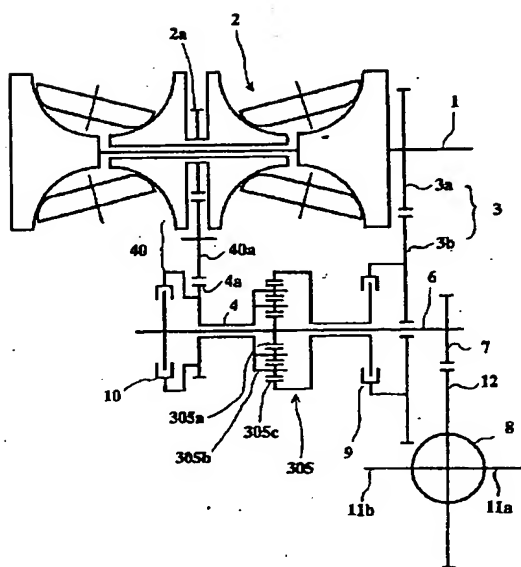
【図6】



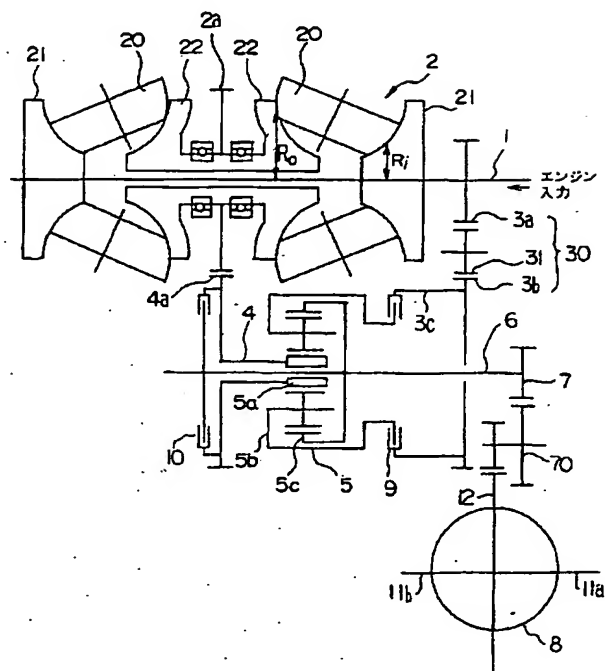
【图 8】



【图9】



【図 1 1】



【図10】

